

**BALANCE DE ENERGÍA A UNA CÁMARA CALORIMÉTRICA USANDO EL
SOFTWARE *EES***

JUAN CAMILO ZAPATA MINA

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2018**

**BALANCE DE ENERGÍA A UNA CÁMARA CALORIMÉTRICA USANDO EL
SOFTWARE *EES***

JUAN CAMILO ZAPATA MINA

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director:

**JORGE ELIECER TORRES. IM.
Facultad de Ingeniería Mecánica UTP**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA**

2018

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mis más grandes agradecimientos a las personas que fueron parte fundamental de este tiempo de formación humana, espiritual, profesional e intelectual.

Primeramente a Dios por las bendiciones de cada día, por permitirme vivir esta experiencia y lograr alcanzar mis metas con éxito.

Al director del trabajo de grado, Jorge Eliecer Torres, profesor de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, por su tiempo, su compromiso y su paciencia a la hora de guiar el proyecto.

Al ingeniero Álvaro Hernán Restrepo Victoria por confiar en mí, abrirme las puertas del laboratorio y darme la oportunidad de pertenecer al grupo de investigación.

A todo el personal Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire – LPEA quienes me brindaron todo su apoyo durante la realización del trabajo.

A Ángel Andrés Andrade por la disposición, paciencia y el acompañamiento en la ejecución de los ensayos e interpretación de los resultados.

A la Universidad Tecnológica de Pereira, la facultad de ingeniería mecánica y al Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire – LPEA por brindarme el espacio y los recursos para el cumplimiento de los objetivos planteados.

A mi madre, mi hermana y mi abuela que son las personas más importantes de mi vida por su apoyo y ayuda incondicional para cumplir mis metas.

Finalmente agradezco a Astrid Daniela por caminar junto a mí en el transcurso de esta historia, por su fe y su confianza, por ser mi pilar y ser la chispa que enciende mis mañanas.

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. MOTIVACIÓN Y CONTRIBUCIÓN	2
1.2. OBJETVOS.....	3
1.2.1. Objetivo General	3
1.2.2. Objetivos específicos.....	3
1.3. ESTRUCTURA DEL TRABAJO	4
2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. CALORÍMETRO BALANCEADO.....	5
2.2. NORMA ISO 5151.....	7
2.3. CONDICIONES DE ENSAYO PARA LA DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	7
2.4. BALANCE DE ENERGÍA	8
2.4.1. Cámara interna.....	8
2.4.2. Cámara externa	8
2.4.3. Modos de transferencia de calor	10
2.5. ENERGY EFFICIENCY RATIO (EER).....	11
3. PÉRDIDAS DE CALOR.....	12
3.1. DIMENSIONES DE LAS CÁMARAS.....	12
3.1.1. Cámara Interna	13
3.1.2. Cámara Externa	14
3.2. MATERIALES QUE COMPONEN EL CALORÍMETRO	14
3.3. CÁLCULO DE PÉRDIDAS	15
3.3.1. Tipo de Convección	16
3.3.2. Coeficiente Convectivo	17
3.3.3. Fugas de calor	19
4. RESULTADOS Y ANÁLISIS	21
4.1. RESULTADOS OBTENIDOS	21
4.1.1. EQUIPO 9000 Btu/h.....	22
4.1.2. EQUIPO 12000 Btu/h.....	24
4.1.3. EQUIPO 18000 Btu/h.....	25

4.1.4.	EQUIPO 24000 Btu/h.....	27
4.2.	INTERFAZ GRÁFICA	30
4.3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	33
5.	CONCLUSIONES	36
6.	REFERENCIAS	38
7.	ANEXOS	40

1. INTRODUCCIÓN

En Colombia el 80% de las ciudades son de clima cálido, esto ha conllevado que la industria de sistemas acondicionadores de aire se haya popularizado en la última década, generando un incremento anual de 7% en ventas desde el 2016, haciendo que el uso de estos sistemas sea parte importante para garantizar el confort o el grado de higiene requerido, en lugares comerciales, (supermercados, tiendas), industriales (oficinas, empresas alimentarias, hospitales) y residenciales, ya que el acondicionamiento del aire permite controlar las condiciones ambientales de temperatura, humedad relativa, movimiento y limpieza del aire de un lugar, convirtiéndolos en un indicador de calidad de vida.[1], [2] Por tal motivo en el país se aplican una serie de normas para verificar la capacidad de los equipos, mediante pruebas que permiten establecer si los parámetros cumplen con los requerimientos necesarios para el confort de los usuarios. En este tipo de pruebas existen una serie de ensayos, entre ellos se encuentra el método del calorímetro que permite determinar de manera simultánea la capacidad en el interior y el exterior; equilibrando los efectos de enfriamiento y deshumidificación que ocurren en el interior, y confirmando estos efectos en el exterior mediante la expulsión de agua y calor en el lado del condensador con una cantidad medida de capacidad de enfriamiento.[3] Pero en este tipo de ensayos suelen encontrarse algunas perturbaciones dadas por los flujos de calor que se presentan durante la realización de la prueba, que no son calculados apropiadamente generando variaciones en los datos obtenidos para la capacidad de enfriamiento del equipo.

Muchas instituciones se han dado a la labor de realizar proyectos encaminados al desarrollo de las pruebas para disminuir las variaciones en la capacidad de enfriamiento de los equipos, entre ellas se encuentra la Universidad Tecnológica de Pereira que cuenta con El Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire (LPEA) el cual utiliza una cámara calorimétrica proyectada según NTC 4366 (Eficiencia energética en acondicionadores de aire para recintos. Rangos de eficiencia energética y etiquetado), que implementa los ensayos según la norma NTC 4295, equivalente a la norma internacional ISO-5151. [2][4]

Con el objetivo de determinar los flujos de calor que se presentan dentro del calorímetro tanto en cámara interna como cámara externa durante la realización de un ensayo, este proyecto propone una manera de encontrar las energías presentes en la prueba y la transferencia de calor de las cámaras hacia el ambiente y entre ellas comprobando de esta manera el método de contraste,

utilizando formulas empíricas encontradas en la literatura y un balance de energía según la norma internacional ISO-5151 como se muestra en la figura 1, donde se muestran los flujos de energías presentes en el calorímetro, la cámara interior (a), La cámara exterior (b), el equipo bajo ensayo (c) y los acondicionadores de precisión AA1, AA2 y AA3. Además de presentar los resultados de una manera didáctica en un interfaz gráfico en el software *EES (Engineering Equation Solver)*. [3], [5]

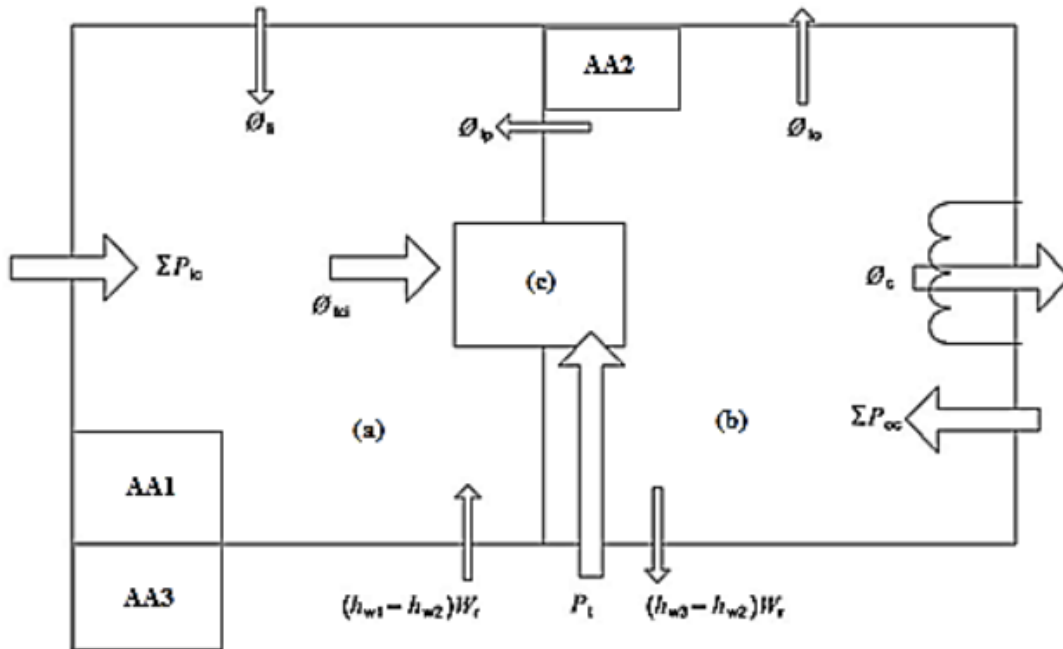


Figura 1. Flujos de energía en el calorímetro. Adaptado de [2], [3]

1.1. MOTIVACIÓN Y CONTRIBUCIÓN

El Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire (LPEA), es uno de los laboratorios más importantes para la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira ya que opera como un centro de soporte académico y científico en el análisis energético de sistemas acondicionadores de aire, servicios de gestión energética y consultoría en proyectos de ventilación, aire acondicionado y refrigeración, por tal motivo es de gran importancia que se encuentre en óptimas condiciones a la hora de realizar los ensayos a los equipos acondicionadores de aire.

Durante los ensayos suelen presentarse una serie de inconvenientes entre ellos el más crítico es la intrusión del compresor del equipo de precisión de la cámara interna, el cual al activarse libera de carga al equipo bajo ensayo y ocasiona que el valor de la capacidad de enfriamiento del equipo no sea confiable. Por este motivo el LPEA no puede permitir ese tipo de errores cuando se realizan los ensayos. Dando como resultado la necesidad de determinar de una manera alterna los flujos de calor que se presentan en las pruebas, siendo esta una motivación en la realización del proyecto, ya que permite relacionar los conceptos de transferencia de calor para la obtención de los flujos que presenta la norma ISO-5151 bajo la que se rige el laboratorio y observar de forma directa como es el desempeño de los equipos acondicionadores de aire en diferentes condiciones de temperatura T_1 , T_2 y T_3 .

A partir de la cuantificación de las energías presentes en las cámaras y entre ellas, se presenta una propuesta al LPEA en la forma como se pueden determinar los flujos de calor al ambiente y cuál es el resultado de la implementación del método de contraste según la norma internacional ISO-5151 para equipos de 9000, 12000, 18000, 22000 Btu/h, además de mostrar como es el comportamiento de la relación de eficiencia energética *EER* a las condiciones de temperatura que establece la norma.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

Realizar un balance de energía de un calorímetro balanceado mediante un modelo de cálculo e interfaz gráfico en *EES*.

1.2.2. Objetivos específicos

- Identificar las condiciones de operación del calorímetro siguiendo la norma ISO 5151, y considerando la capacidad del equipo bajo ensayo.
- Realizar balance de energía del calorímetro balanceado considerando la energía eléctrica y los flujos de calor que intervienen al realizar una prueba de capacidad de enfriamiento.
- Diseñar una interfaz gráfica de usuario en el software *EES* (*Engineering Equation Solver*) para observar el proceso del balance de energía dentro del calorímetro balanceado.

- Comparar los valores de relación de eficiencia energética *EER* entre las simulaciones del ensayo en el software *EES* y los ensayos prácticos de capacidad de enfriamiento en el calorímetro balanceado.

1.3. ESTRUCTURA DEL TRABAJO

Capítulo No.1, presenta la introducción del proyecto exponiendo el problema, motivación, contribución y objetivos del trabajo.

Capítulo No.2, presenta una revisión bibliográfica, explicando los conceptos de calorímetro, balance de energía, los modos de transferencia de calor, la norma ISO-5151 y las condiciones de los ensayos.

Capítulo No.3, presenta las ecuaciones y cálculos correspondientes para la determinación de las pérdidas de calor que se presentan en las cámaras.

Capítulo No.4, muestra los datos obtenidos en los ensayos de los equipos y la implementación de las energías presentes en el balance de energía, además del diseño del interfaz gráfico en *EES*, los resultados y análisis de los mismos.

Capítulo No.5, conclusiones.

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica respecto a la norma ISO-5151, contextualizando la definición de calorímetro, como es la estructura del calorímetro balanceado que utiliza el LPEA-UTP, las energías que se presentan en el mismo y el balance de energía que propone la norma; además de definir los conceptos de los modos de transferencia de calor para la determinación de las pérdidas de calor.

2.1. CALORÍMETRO BALANCEADO

El calorímetro es un recinto que se compone de dos compartimentos llamados cámara interior y cámara exterior, que permite determinar la capacidad de enfriamiento simultáneamente en el interior y exterior de equipos acondicionadores de aire.[3]

La Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, cuenta con el Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire – LPEA, el cual se encuentra acreditado ante el Organismo Nacional de Acreditación - ONAC, según la NTC 4295, utilizando un calorímetro balanceado que se compone de cámara interior, cámara exterior y un anillo térmico que cubre la cámara interior para disminuir los efectos de transferencia de calor, también se compone de puertas y ventanas térmicas, con doble vidrio y gas interior para reducir las pérdidas de calor por estos elementos y 3 equipos acondicionadores de aire de precisión (AA1, AA2 y AA3 en la figura 2) cada uno con sistemas de humidificación, deshumidificación, calefacción y enfriamiento, independientes, para mantener las variaciones de temperatura y humedad dentro de los rangos establecidos en la norma. El calorímetro de la UTP se muestra en las figuras 3, 4 y 5 [2], [5]

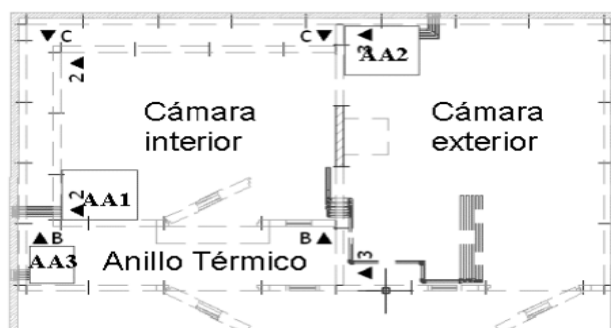


Figura 2. Vista superior calorímetro LPEA-UTP. Tomado de [5]



Figura 3. Cámara interna LPEA-UTP



Figura 4. Cámara externa LPEA-UTP



Figura 5. Anillo Térmico LPEA-UTP

2.2. NORMA ISO 5151

Titulada como “Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance”. Se siguió esta norma para la realización del ensayo a plena carga.

ISO (Organización Internacional de Normalización) es una federación mundial de organismos nacionales de normalización. El trabajo de preparación de las normas internacionales normalmente se lleva a cabo a través de los comités técnicos de la norma ISO. Las organizaciones internacionales, gubernamentales y no gubernamentales, en coordinación con ISO, participan en el trabajo. La tarea principal de los comités técnicos es preparar Normas Internacionales. ISO 5151 fue preparada por el Comité Técnico ISO / TC 86, refrigeración y aire acondicionado, para la realización de pruebas y calificación de los acondicionadores de aire y bombas de calor. [3]

2.3. CONDICIONES DE ENSAYO PARA LA DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO

La norma ISO 5151 establece ciertas condiciones de temperatura que se deben tener en cuenta para la determinación de las capacidades de refrigeración y relaciones de eficiencia energética que son especificadas en la tabla 1. Las condiciones de determinación de capacidad normal se dividen en T1 para climas moderados, T2 para climas fríos y T3 para climas calientes, las cuales se implementan en los equipos de 9000, 12000, 18000 y 22000 Btu/h, que son analizados en este trabajo, a excepción de las condiciones T3, ya que el calorímetro del LPEA está sujeto a ciertas restricciones de temperatura en cámara exterior que no permiten realizar el ensayo a dicha condición. La temperatura en el anillo se mantiene con un delta máximo de 2°C.

PARÁMETRO	CONDICIONES NORMALES DE ENSAYO		
	T1	T2	T3
Temperatura del aire que penetra en el interior:			
bulbo seco	27°C	21°C	29°C
bulbo húmedo	19°C	15°C	19°C
Temperatura del aire que penetra en el exterior:			
bulbo seco	35°C	27°C	46°C
bulbo húmedo	24°C	19°C	24°C

Tabla 1. Condiciones normales de capacidad de enfriamiento. Adaptado de [3]

2.4. BALANCE DE ENERGÍA

En la figura 1, se observan los flujos de energía que se presentan en el calorímetro balanceado, tanto en la cámara interior como la exterior.

2.4.1. Cámara interna

La norma ISO-5151 propone balances individuales para cada una de las cámaras, resaltando como el método principal el que se presenta en la cámara interior para calcular la capacidad de enfriamiento, esta se calcula utilizando la siguiente expresión, considerando el calorímetro que se utiliza en el LPEA.

$$\Phi_{tci} = \sum P_{ic} + (h_{w1} - h_{w2})W_r + \Phi_{lp} + \Phi_{lr} \quad (1)$$

En donde:

Φ_{tci} : Capacidad de enfriamiento total [W];

$\sum P_{ic}$: Suma de todos los suministros de energía en la cámara interior [W];

h_{w1} : Entalpía del agua o vapor suministrada para mantener la humedad de la cámara interior [kJ/kg];

h_{w2} : Entalpía del condensado que abandona la cámara interior [kJ/kg];

W_r : Flujo de agua suministrada a la cámara por el sistema de humidificación del equipo AA1 [g/s];

Φ_{lp} : Pérdidas de calor a través del tabique de separación [W];

Φ_{lr} : Pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara interior, sin considerar el tabique de separación [W].

2.4.2. Cámara externa

El balance de energía que se realiza en la cámara externa es denominado método de contraste, ya que la capacidad de enfriamiento total calculada en el compartimento debe ser numéricamente

igual a la capacidad en la cámara interior, con una variación que no supere 10% (valor propuesto por el laboratorio). Se calcula mediante la siguiente expresión.

$$\Phi_{tco} = \Phi_c - \sum P_{oc} - P_t + (h_{w3} - h_{w2})W_r + \Phi_{lp} + \Phi_{loo} \quad (2)$$

En donde:

Φ_{tco} : Capacidad de enfriamiento total [W];

Φ_c : Flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2. Equivalente a la potencia efectiva de enfriamiento del el equipo de la cámara exterior [W];

$\sum P_{oc}$: Suma de todos los suministros de energía en la cámara exterior [W];

P_t : Potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo

h_{w3} : Entalpía del agua o vapor suministrada para mantener la humedad de la cámara exterior [kJ/kg];

h_{w2} : Entalpía del condensado que abandona la cámara exterior [kJ/kg];

W_r : Flujo de agua suministrada a la cámara por el sistema de humidificación del equipo AA2 [g/s];

Φ_{lp} : Pérdidas de calor a través del tabique de separación [W];

Φ_{loo} : Pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara exterior, sin considerar el tabique de separación [W].

El presente trabajo sigue los balances de cámara interna y externa que propone la norma ISO-5151, los cuales se formulan en las ecuaciones 1 y 2 respectivamente. Algunos de los parámetros que componen las ecuaciones son medidos directamente en las cámaras, como la suma de los suministros de energía en ambas cámaras ($\sum P_{ic}$, $\sum P_{oc}$), la potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo (P_t), el flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2 (Φ_c), las entalpías (h_{w1} , h_{w2}), y el flujo de agua suministrada a las cámaras por el sistema de humidificación (W_r).

Las pérdidas de calor que se presentan en las ecuaciones 1 y 2 ($\Phi_{lp}, \Phi_{loo}, \Phi_{lr}$) no se pueden obtener directamente del ensayo, ya que se debe realizar el cálculo de estas mediante los modos de transferencia de calor.

2.4.3. Modos de transferencia de calor

La transferencia de calor es el flujo de energía que se transmite entre medios materiales debido a una diferencia de temperaturas, esta tiene tres modos que sirven como base para los mecanismos físicos de transferencia de calor.

- a. **Conducción:** Este modo se da a través de un mecanismo difusivo o también llamada difusividad térmica, el cual se refiere a la transferencia de calor que se produce a través del medio, por el intercambio de energía debido al movimiento y contacto de las partículas. Esta es posible cuantificarla mediante la ley de Fourier. [6], [7]

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Donde q_x'' es la transferencia de calor por unidad de área (W/m^2), $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en una dirección x, y k (W/mK) la conductividad térmica que representa la capacidad que poseen los materiales para transmitir calor.

- b. **Convección:** Se refiere a la transferencia de calor que se da entre un interfaz solido-fluido cuando el fluido está en movimiento y se encuentran a diferentes temperaturas. Consta de un mecanismo difusivo y de advección que se refiere al transporte debido al movimiento volumétrico de un fluido. Se clasifica de acuerdo a la naturaleza del flujo de fluido en convección forzada, natural o mixta. Se cuantifica mediante la ley de enfriamiento de Newton.[6], [7]

$$q'' = h_c(T_s - T_\infty) \quad (4)$$

Donde q'' es la transferencia de calor por unidad de área (W/m^2), T_s y T_∞ son las temperaturas de la superficie y el fluido respectivamente (K) y h_c es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, para este se presentan una serie de inconvenientes ya

que no existen tablas donde se encuentre el valor directamente como es el caso de la conductividad térmica, ya que su valor varia de las condiciones bajo las que se estén trabajando, por tal motivo para el cálculo de h_c se determinará una correlación según la literatura que se ajuste a las condiciones bajo las que se realizan los ensayos, la cual se presenta en el capítulo 3.

- c. Radiación térmica:** Es el intercambio de calor entre materiales, debido a la energía emitida por la materia mediante ondas electromagnéticas o fotones, cuando se encuentra a una temperatura finita. Esta se cuantifica mediante la ecuación de Stefan-Boltzmann. [6], [7]

$$Q = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{air}^4) \quad (5)$$

Siendo A el área de la superficie, ε la emisividad, σ la constante de Stefan-Boltzmann y T la temperatura absoluta de la superficie.

NOTA: Este modo no se tendrá en cuenta para la cuantificación de las pérdidas de calor en el calorímetro, ya que en este trabajo se determinó que el delta de temperaturas entre las superficies y el medio es despreciable, por lo tanto, la transferencia de calor por radiación también lo es.

2.5. ENERGY EFFICIENCY RATIO (EER)

Se define como la relación entre la capacidad de enfriamiento Φ_{tci} calculada a partir de la ecuación (1) y la potencia consumida por la unidad bajo ensayo P_t . Este valor se obtiene a partir de ensayos y pruebas a los equipos acondicionadores de aire, dependiendo de la variación de la temperatura y potencia consumida en el tiempo. Se calcula con la siguiente expresión. [8]

$$EER = \frac{\Phi_{tci}}{P_t} \quad (6)$$

En este trabajo se calcula el EER en las pruebas que se realizaron en el LPEA, además de realizar un cálculo en el software EES a partir de la ecuación 6, pero con la diferencia de que no se llama EER sino CEER que significa *Comparative Energy Efficiency Ratio* (Nombre que propone el

autor), ya que este valor es únicamente para observar el comportamiento del calorímetro en el software y determinar si este converge al valor que manifiestan las pruebas.

3. PÉRDIDAS DE CALOR

Para el cálculo de las pérdidas de calor en las cámaras tanto interna como externa se realiza un análisis completo de las dimensiones del calorímetro, los materiales que lo componen, la velocidad del aire que circula en las cámaras, además de determinar según la naturaleza del flujo de fluido que tipo de convección (forzada, natural o mixta) predomina en cada cámara, para escoger una correlación de coeficiente convectivo h_c que se ajuste a las condiciones de trabajo.

3.1. DIMENSIONES DE LAS CÁMARAS

Como se mencionó en capítulos anteriores el calorímetro está compuesto por una cámara interior (CI), una cámara exterior (CE) y un anillo térmico. Para abordar el cálculo de las pérdidas de calor es necesario conocer la estructura que tiene el calorímetro UTP, identificando las dimensiones de las paredes, techo y piso de cada cámara, para determinar cómo es el flujo de calor a través de las superficies y cuantificar cuanto ceden al ambiente y cuanto circula entre las cámaras. La figura 6 muestra un esquema del calorímetro donde se encuentra resaltado el nombre que de cada pared, además de la posición de los equipos de precisión, cual es cada cámara y el anillo térmico

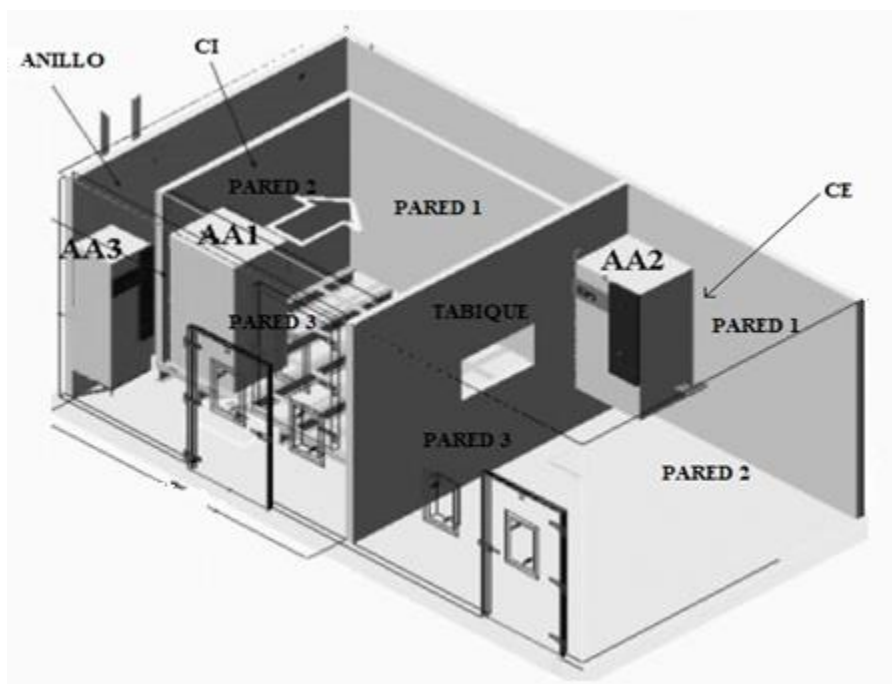


Figura 6. Identificación de las superficies del calorímetro. Adaptado de [9]

3.1.1. Cámara Interna

La cámara interna (CI) está compuesta por 4 paredes, las cuales son nombradas en la figura 6 como pared 1, pared 2, pared 3 donde se encuentra una puerta y una ventana, y el tabique, este último es compartido con la cámara exterior y es una abertura por la cual se conecta la unidad evaporadora con la unidad condensadora del equipo bajo ensayo de acuerdo a las condiciones del fabricante.

En la tabla 2 se muestran las dimensiones de cada pared incluyendo la puerta y ventana además del tabique de separación en la cámara interior (CI).

CÁMARA INTERIOR (CI)			
Superficie	Espesor [m]	Alto [m]	Ancho [m]
Pared 1	0,14	2,42	2,49
Pared 2	0,14	2,42	2,74
Pared 3	0,14	2,42	2,65
Puerta	0,14	2,1	1,2
Ventana	0,038	0,62	0,37
Tabique	0,14	1	1

Tabla 2. Dimensiones cámara interior.

La ventana que tiene 0,038 m de espesor está compuesta por dos vidrios que tienen 4 mm de espesor que están separados por una capa de aire de 3 cm de espesor para disminuir los efectos de la transferencia de calor.

3.1.2. Cámara Externa

La cámara externa está compuesta de igual manera que la cámara interior con 3 paredes sin incluir el tabique de separación, la puerta y dos ventanas que se encuentran sobre la pared 3 como se muestra en la figura 6.

En la tabla 3 se exponen las dimensiones de las superficies que componen la cámara externa, exceptuando el piso y techo cuyas dimensiones equivalen al ancho de la pared 2 y 3, con el mismo espesor que las demás superficies.

CÁMARA EXTERIOR			
Superficie	Espesor [m]	Alto [m]	Ancho [m]
Pared 1	0,14	3,05	3,72
Pared 2	0,14	3,05	4,16
Pared 3	0,14	3,05	3,72
Puerta	0,14	2,1	1,2
Ventana	0,038	0,62	0,37

Tabla 3. Dimensiones cámara exterior

3.2. MATERIALES QUE COMPONEN EL CALORÍMETRO

El calorímetro UTP se encuentra diseñado herméticamente para disminuir las pérdidas de calor que se presentan durante los ensayos de capacidad de enfriamiento. Las paredes y puertas están compuestas por poliestireno expandido de 10 cm de espesor con una conductividad térmica de 0.040 W/m-K y por dos láminas de aluminio de 0,2 cm de espesor con una conductividad térmica de 237 W/m-K cada una como se muestra en la Figura 7.[6], [7]

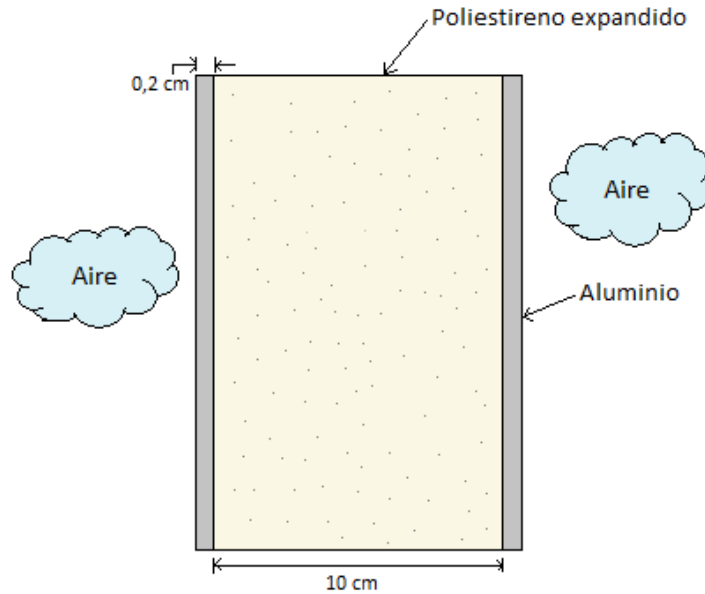


Figura 7. Composición de las paredes y puertas

El aluminio posee una alta conductividad térmica lo que indica que su oposición al flujo de calor es muy baja, ya que la transferencia de calor por conducción según la ley de Fourier (ecuación 3) es directamente proporcional a la conductividad térmica. Dicho esto se descarta los efectos del aluminio en el conjunto analizado.

3.3. CÁLCULO DE PÉRDIDAS

Como se mencionó en el capítulo anterior para cuantificar las pérdidas de calor en las cámaras se utilizarán los modos de transferencia de calor, abordando únicamente conducción y convección. Se analiza la conducción y convección unidireccional para facilitar el cálculo de las pérdidas, además de utilizar el concepto de resistencia térmica que permite de una manera más cómoda cuantificar el valor. La resistencia térmica total se expresa mediante la siguiente expresión considerando resistencias en serie. [6], [7]

$$R_{total} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{h_i A_i} + \frac{L}{k A_i} \quad (7)$$

Donde R_{total} es la resistencia total analizada, $\frac{1}{h_i A_i}$ la resistencia por convección y $\frac{L}{k A_i}$ la resistencia por conducción.

Posteriormente se procede a estimar las pérdidas con la siguiente ecuación.

$$\Phi = \frac{\Delta T}{R_{total}} \quad (8)$$

Siendo Φ las pérdidas de calor, ΔT el delta de temperatura y R_{total} la resistencia térmica.

Para realizar el cálculo de las pérdidas se debe determinar el tipo de convección que se presenta dentro de cada cámara y elegir una correlación para el coeficiente convectivo, que se adapte a las condiciones de trabajo, ya que para la conductividad térmica no hay problemas.

3.3.1. Tipo de Convección

La convección puede ser forzada, natural o combinada y se determina cual predomina a partir de la relación entre dos números adimensionales, el número de Reynolds y el número de Grashof que se calculan mediante las ecuaciones 9 y 10 respectivamente y se relacionan con la expresión 11.[6], [7]

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (9)$$

Donde Re el número de Reynolds, ρ es la densidad del fluido, u la velocidad del fluido, L la longitud característica y μ la viscosidad dinámica

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (10)$$

Donde g la gravedad, β el coeficiente de expansión volumétrica que se calcula como $\frac{1}{T_p}$ siendo T_p la temperatura absoluta del medio fluido, $T_s - T_\infty$ la diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura de entorno, L la longitud característica y ν la viscosidad cinemática

$$\frac{Gr}{Re^2} \quad (11)$$

Por lo general los efectos combinados de la convección natural y forzada se deben considerar cuando $(Gr/Re^2) \approx 1$. Si se satisface la desigualdad $(Gr/Re^2) \ll 1$, los efectos de convección

natural se pueden ignorar y por el contrario, si $(Gr/Re^2) \gg 1$, los efectos de convección forzada se pueden ignorar. [6]

Para obtener el número de Reynolds es necesario conocer la velocidad a la que circula el aire en las cámaras del calorímetro. El aire parte de los equipos AA1 y AA2 a la cámara interna y externa respectivamente a través de ductos que pasan por debajo del espacio destinado para instalar la unidad a ensayar y es liberado dentro de las cámaras mediante rejillas horizontales y verticales. A 30 cm de las rejillas se mide la velocidad con un anemómetro, tomando ocho puntos de referencia tanto en las verticales como horizontales y obtener una velocidad promedio de circulación en cada cámara. En la cámara interior se obtuvo un valor de velocidad de 0,6 m/s y en la cámara exterior de 0,8 m/s.

Al observar la ecuación 10 se debe calcular una diferencia de temperaturas de la superficie con la temperatura del entorno. Se determina que es igual a cero ($T_s - T_\infty = 0$), ya que se parte de las condiciones de temperatura de la norma que se muestra en la Tabla 1, y al realizar los ensayos a los equipos acondicionadores de aire se comprueba que el promedio de las temperaturas en las paredes es igual a las del entorno, por tal motivo el número de Grashof para diferentes condiciones de temperatura analizadas siempre tendrá un valor de cero ($Gr=0$), lo que conlleva que independiente del valor de Re la relación que presenta la ecuación 11 siempre será cero, satisfaciendo la desigualdad $(Gr/Re^2) \ll 1$ dando como resultado convección forzada, esto para ambas cámaras.

3.3.2. Coeficiente Convectivo

Partiendo de conocer que las cámaras tanto interna como externa trabajan con convección forzada, se procede a determinar una correlación que se ajuste a las condiciones de los ensayos, para esto se realiza una búsqueda de correlaciones empíricas donde se cumplan los parámetros de las cámaras que se analizan en este trabajo.

Al realizar la búsqueda se encontraron varios autores que se ajustan a las condiciones de trabajo, pero se decidió trabajar con las correlaciones que propone Spitler et al.[10], el cual realizó experimentos con altas tasas de flujo (15 cambios de aire por hora, ACH, y más) en una cámara

de prueba completamente cerrada. El recinto estaba equipado con más de 100 sensores de temperatura de superficie y 896 sensores de temperatura del aire, así como 16 transductores de velocidad de aire omnidireccionales. La temperatura del aire de retorno se utilizó como referencia. Spitler et al. observó que el uso de la temperatura del aire de retorno arrojó resultados más precisos para salas con sistemas acondicionadores de aire, encontrando una correlación de convección linealmente proporcional a la velocidad del aire u [m/s]. Además, se demostró que la velocidad a granel era proporcional a la raíz cuadrada del *jet momentum* (adimensional) en la entrada flujo.[10] El *jet momentum* es el impulso con el que sale un chorro de fluido que proporciona una estimación precisa de la tasa de flujo y el área de salida del fluido.[11]

El *jet momentum* se calcula con la siguiente expresión.

$$J = \frac{\dot{m}u_{\infty}}{\rho g V_{room}} \quad (12)$$

Donde \dot{m} es el caudal másico [kg/s], u_{∞} [m/s] la velocidad del suministro de chorro de aire, ρ la densidad del aire [kg/m³], g aceleración gravitacional constante [m/s²] y V_{room} el volumen del recinto [m³].

El formato resultante para las correlaciones de convección $h = a + bJ^{0,5}$, donde h es el coeficiente de convección en W/m²K, a y b son valores determinados empíricamente y varían dependiendo de la superficie que se esté analizando y un rango de *jet momentum*. Esta correlación muestra que h es proporcional al cuadrado raíz del *jet momentum* y confirma la presencia de convección forzada.[12]

Las correlaciones con su respectivo dominio (superficie) se muestran en la Tabla 4.

SUPERFICIE	CORRELACIÓN
Paredes	$h = 1,6 + 92,6J^{0,5}$ para $0,002 < J < 0,011$
Piso	$h = 3,2 + 44J^{0,5}$ para $0,002 < J < 0,011$ y $Ar < 0,3$
Techo	$h = 0,6 + 59,4J^{0,5}$ para $0,002 < J < 0,011$ y $Ar < 0,3$

Tabla 4. Correlaciones implementadas en el trabajo. Adaptado de [12]

El símbolo 'Ar' en la Tabla 4 es el número adimensional de Arquímedes el cual se calcula utilizando la ecuación 13.[10] Su valor para en el presente trabajo es será cero, ya que se toma un delta de temperaturas de cero.

$$Ar = \frac{g\beta L_c \Delta T}{u_{\infty}^2} \quad (13)$$

Utilizando el software *EES* y las correlaciones que se presentan en la Tabla 4, se encuentran los coeficientes convectivos para cada superficie. Los coeficientes obtenidos son independientes de las condiciones de temperatura bajo las que se realice el ensayo de capacidad de enfriamiento por lo que son constantes para ambas condiciones analizadas. Los resultados se muestran en la Tabla 5.

COEFICIENTES CONVECTIVOS		
Superficie	Cámara Interna	Cámara Externa
	h [W/m²K]	h [W/m²K]
Pared 1	6,043	6,49
Pared 2	6,043	6,49
Pared 3	6,043	6,49
Piso	5,309	5,521
Techo	3,945	4,645
Tabique	6,819	7,913

Tabla 5. Coeficientes convectivos.

En la Tabla 5 se observa que los valores de coeficientes convectivos de las paredes son iguales ya que el flujo que sale de las rejillas verticales es diferente, debido a que el área de estas es menor a el área de las rejillas horizontales que impactan al techo y tabique, también se observa que el valor de h convectivo es menor en el piso y techo. Los coeficientes convectivos se encuentran en el rango que propone Spitler de 1 a 12 W/m²K. [10]

3.3.3. Fugas de calor

Con los coeficientes convectivos calculados y los materiales identificados se procede a calcular los flujos de calor que se presentan en cámara interna, cámara externa y tabique de separación, haciendo uso de las ecuaciones 7 y 8 definidas como

$$R_{total} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{h_i A_i} + \frac{L}{k A_i}$$

$$\Phi = \frac{\Delta T}{R_{total}}$$

Estas ecuaciones se aplicaron a las superficies mencionadas anteriormente y el resultado de la suma de los valores indica las pérdidas totales en cada cámara. Como se muestra en la ecuación 14. Para efectos de cálculo se dan los siguientes datos: temperatura ambiente de 28 °C y temperatura del anillo condiciones T1 de 25 °C y T2 de 19 °C.

$$\Phi_t = \Phi_{pared\ 1} + \Phi_{pared\ 2} + \Phi_{pared\ 3} + \Phi_{piso} + \Phi_{techo} \quad (14)$$

Finalmente, con ayuda del software *EES* se encuentran las pérdidas totales en cada cámara y de separación, estas se adjuntan en la Tabla 6.

Condiciones del ensayo	Pérdidas cámara interna Φ_{lr} [W]	Pérdidas cámara externa Φ_{loo} [W]	Pérdidas tabique de separación Φ_{lp} [W]
T1	23,65	197,3	2,885
T2	-8,383	-1,8	2,164

Tabla 6. *Pérdidas en el calorímetro*

En la Tabla 6 se observa que bajo las condiciones T1 las pérdidas son mayores que en T2, además que en condiciones T2 hay valores negativos, esto se debe que el delta de temperaturas en el piso y techo es negativo, ya que la temperatura con que se compara es la del ambiente que para el caso de cámara interior es mayor a la temperatura que propone la norma ISO 5151 a condiciones T2, generando un delta de temperaturas negativo de gran valor. Aun así los resultados de las fugas de calor se ajustan a los límites que exige la norma de que estas no deben ser mayores a más del 10% de la capacidad del equipo bajo ensayo.[3]

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1. RESULTADOS OBTENIDOS

Se realizaron las pruebas a los equipos acondicionadores de aire de 9000, 12000, 18000 y 24000 Btu/h a las condiciones T1 y T2 que se muestran en la Tabla 1 condiciones normales de capacidad de enfriamiento. La instalación se realizó según las instrucciones del fabricante, se colocó la unidad condensadora en la cámara exterior, la unidad evaporadora en la cámara interior y se procedió a la conexión de tuberías (tubería de alta y de baja presión). Se energizó el equipo bajo ensayo, y se encendió para verificar su correcto funcionamiento. Posteriormente, se puso en funcionamiento la cámara calorimétrica durante una hora, tiempo en que tarda la misma para estabilizar las condiciones de temperatura y humedad relativa indicadas por la norma ISO 5151. La estabilización es un estado al cual se llega verificando que los datos durante los últimos 30 minutos cumplan las tolerancias especificadas en la Tabla 7. Posteriormente, se inició la recolección de datos, estos se tomaron cada 5 segundos durante un tiempo total de 30 minutos, lo que corresponde al tiempo mínimo de registro indicado por la norma, finalizando las pruebas.

Lecturas	Variación de los valores de la media aritmética con respecto a las condiciones de ensayo especificadas	Variación máxima de la lectura individual con respecto a las condiciones de determinación
Temperatura del aire que penetra en el interior		
Bulbo seco	$\pm 0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$
Bulbo húmedo	$\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura del aire que penetra en el exterior		
Bulbo seco	$\pm 0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$
Bulbo húmedo	$\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabla 7. Variaciones permitidas en las lecturas del ensayo. Adaptado de [3]

Los resultados obtenidos de los ensayos se muestran en las siguientes figuras y tablas, dichos resultados son una aproximación de una señal discreta, debido a que el sistema de adquisición de datos de la cámara calorimétrica realiza un muestreo cada 5 segundos con un retraso de 1 min. Al momento de graficar las señales se generan líneas rectas para completar los tramos, por tal motivo se generan cambios bruscos cuando se leen picos en los datos.

A continuación se muestran los resultados de los ensayos de capacidad de enfriamiento a cada equipo y los resultados que se obtuvieron al realizar la simulación en el software *EES* partiendo de los balances de energía que se muestran en las ecuaciones 1 y 2.

4.1.1. EQUIPO 9000 Btu/h

El equipo de 9000 BTU/h, es un acondicionador de aire LG-VM092CS con capacidad de enfriamiento de 2630 W y un *EER* de 3,26 W/W nominales.[13] El equipo fue sometido a condiciones T1 y T2 siguiendo los protocolos que establece la norma ISO 5151. Para efectos de cálculo se dan los siguientes datos: presión atmosférica de 86 kPa, refrigerante del equipo R410A, un factor de altura de 1,03. El tiempo de estabilización es 60 min, toma de datos cada 5 segundos durante 120 minutos, esto incluye el tiempo de estabilización.

En la Figura 8 y Figura 9 se grafican los valores de las potencias obtenidas en los ensayos a las condiciones T1 y T2 respectivamente, al equipo de 9000 Btu/h contra el tiempo de duración.

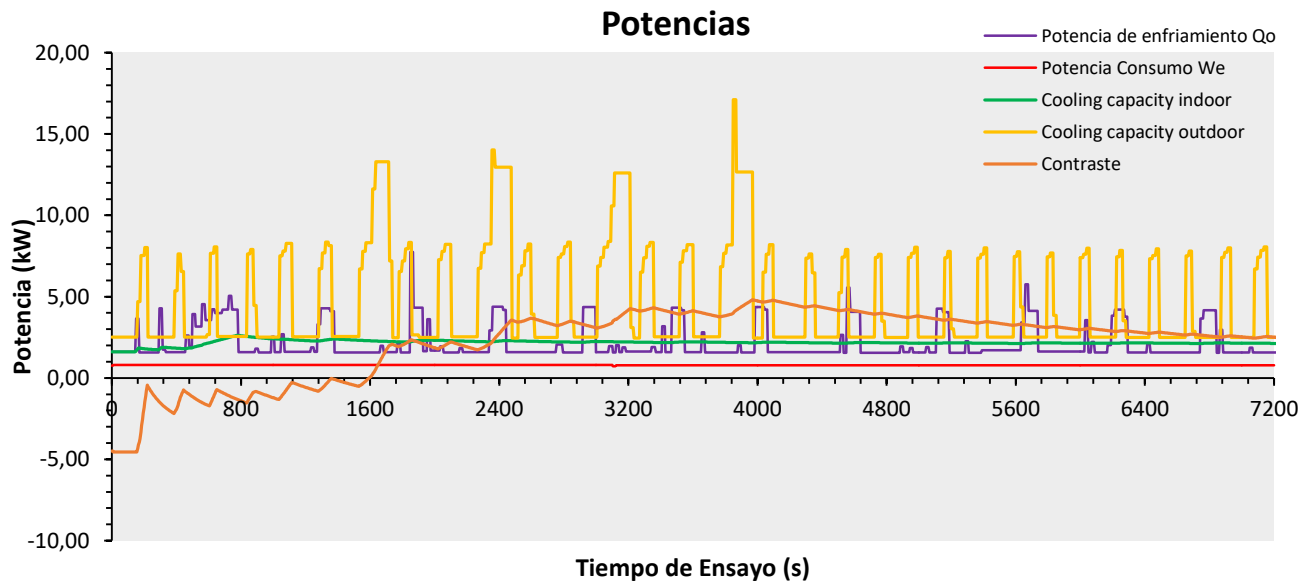


Figura 8. Equipo de 9000 Btu/h a T1

En la Figura 8 se observa como la señal de potencia de enfriamiento Q_o presenta picos que se salen de la tendencia, tomando un valor de pico máximo aproximado de 8000W que se presenta entre 1760s y 1920s de la primera hora del ensayo, de igual manera sucede con la señal de *cooling capacity outdoor* con picos que oscilan entre 13000W y 17000W como valor máximo. El

comportamiento de la señal arroja valores de 2262W en capacidad de enfriamiento y 2320W en cámara exterior (Contraste), además de un *EER* de 2,87.

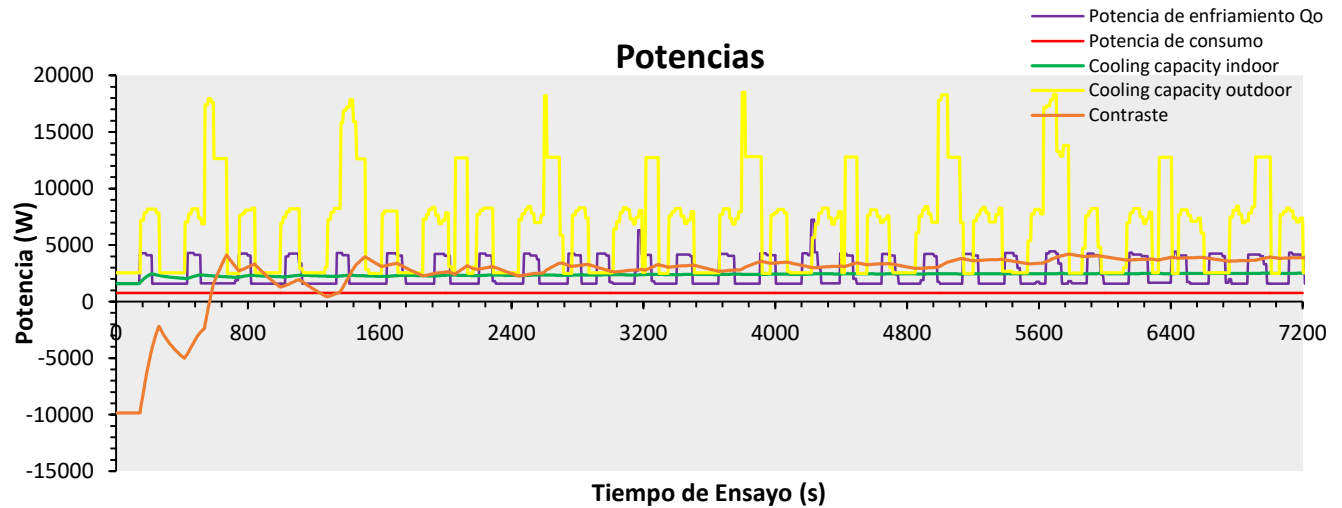


Figura 9. Equipo de 9000 Btu/h a T2

En la Figura 9 se observa que la señal de potencia de enfriamiento Q_o a diferencia de la prueba a T1 es más estable con unos pequeños picos en 3195s y 4245s, de igual manera ocurre con la señal de *cooling capacity outdoor* que se muestra estable con picos estables durante toda la prueba. Los picos se presentan al momento que se enciende el compresor del equipo de precisión. El comportamiento de las señales permite obtener un valor más cercano a los nominales, en capacidad de enfriamiento se obtiene 2444W y un *EER* de 3,15 además de un valor de contraste de 2556W.

De los ensayos se obtuvieron los valores de los suministros de energía en ambas cámaras ($\sum P_{ic}$, $\sum P_{oc}$), la potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo (P_t), el flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2 (Φ_c), las entalpías (h_{w1} , h_{w2}), y el flujo de agua suministrada a las cámaras por el sistema de humidificación (W_r). El valor de Φ_c y $\sum P_{oc}$ se muestra de forma conjunta ya que estos no se pueden obtener individuales en los resultados que arrojan las pruebas. Los datos se muestran en la Tabla 8.

	W_r [kg/s]	h_{w1} [kJ/kg]	h_{w2} [kJ/kg]	$\sum P_{ic}$ [W]	$\Phi_c - \sum P_{oc}$ [W]	P_t [W]
T1	0,000274	111,6	79,8	2215	3051	797,4
T2	0,0002	91,61	58,62	2383	3257	775

Tabla 8. Datos del equipo de 9000 Btu/h a T1 y T2

Haciendo uso de la ecuación 1, 2 y 6 y las pérdidas de calor encontradas, se calcula mediante el software *EES* la capacidad de enfriamiento, el contraste y el *CEER*, insertando los valores de la Tabla 5 en una tabla paramétrica del software, obteniendo para las condiciones T1 valores de 2318 W en capacidad de enfriamiento, 2545 W en el contraste, 2,907 W/W en *CEER*, y a condiciones T2 valores de 2455 W en capacidad de enfriamiento, 2574 W en contraste y 3,168 W/W en *CEER*.

4.1.2. EQUIPO 12000 Btu/h

El equipo de 12000 BTU/h, es un acondicionador de aire LG modelo VM122C6 con capacidad de enfriamiento de 3520 W, potencia de consumo de 1095 W y *EER* de 3,26 W/W nominales.[13] El equipo fue sometido a condiciones T1 y T2 siguiendo los protocolos que establece la norma ISO 5151 con los mismos datos de cálculo y tiempo de estabilización que el equipo anterior. Para las condiciones T2 no se presentan datos, ya que durante la prueba se presentaron algunos inconvenientes que no permitieron que el sistema de adquisición de datos del laboratorio almacenara los valores del ensayo.

En la Figura 10 se grafican los valores de las potencias obtenidas contra el tiempo de duración de la prueba para la condición T1.

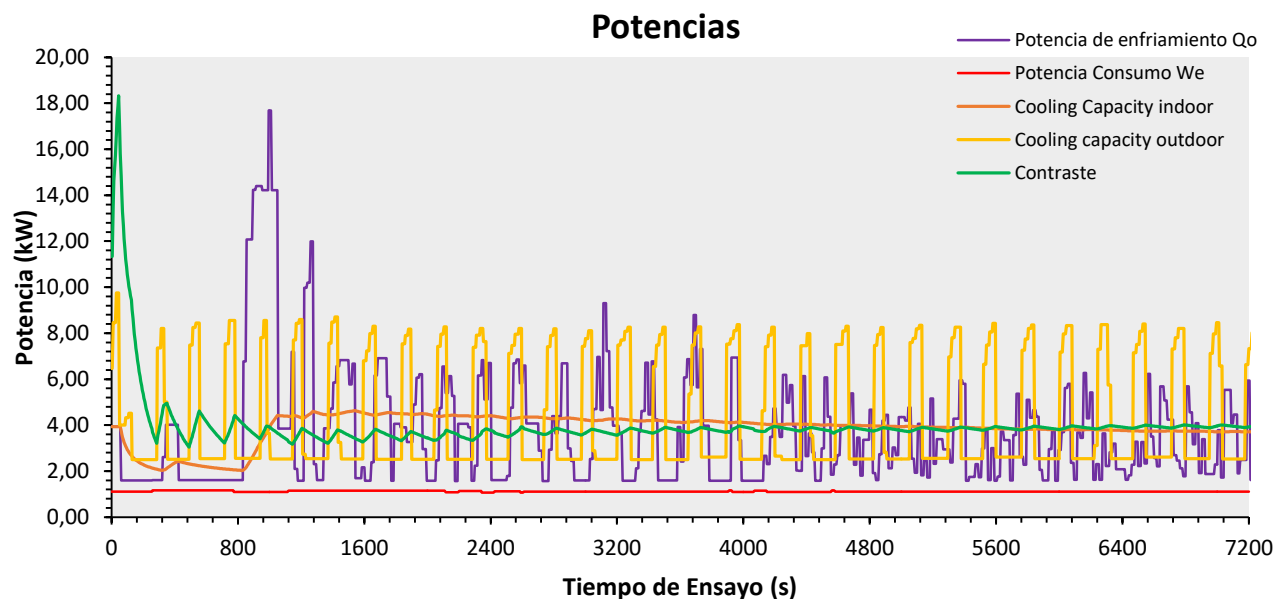


Figura 10. Equipo de 12000 Btu/h a T1

En la Figura 10 se observa que la señal de potencia de enfriamiento Q_o presenta picos que se salen de la tendencia que tiene la señal en los primeros 1600s, esto se produce debido a que los datos se tomaron antes de que se estabilizara la cámara o que en ese momento se perturbara el entorno de la misma abriendo la puerta del recinto. La señal de *cooling capacity outdoor* se presenta mucho más estable que la se observó en el equipo de 9000 Btu/h, ya que no se presentan picos que sobrepasen los límites de trabajo del equipo. El comportamiento de las señales permite obtener valores de capacidad de enfriamiento, EER y contraste más elevados a los nominales del equipo, lo cual es lo normal en este tipo de ensayos; en capacidad de enfriamiento se obtiene 3816 W y un EER de 3,41 además de un valor de contraste de 4103 W.

De igual manera que en el equipo anterior se consignan en la Tabla 9 los valores de los suministros de energía en ambas cámaras ($\sum P_{ic}$, $\sum P_{oc}$), la potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo (P_t), el flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2 (Φ_c), las entalpías (h_{w1} , h_{w2}), y el flujo de agua suministrada a las cámaras por el sistema de humidificación (W_r).

	W_r [kg/s]	h_{w1} [kJ/kg]	h_{w2} [kJ/kg]	$\sum P_{ic}$ [W]	$\Phi_c - \sum P_{oc}$ [W]	P_t [W]
T1	0,0001233	112,7	75,6	3563	4771	1118

Tabla 9. Datos del equipo de 12000 Btu/h a T1.

Siguiendo el procedimiento mencionado en el equipo anterior mediante el software *EES* se obtiene para este equipo una capacidad de enfriamiento de 3702 W, $CEER$ de 3,31 W/W y un valor de contraste de 3977 W.

4.1.3. EQUIPO 18000 Btu/h

El equipo de 18000 BTU/h, es un acondicionador de aire LG modelo VR182CE con capacidad de enfriamiento de 5420 W, potencia de consumo de 1560 W y EER de 3,46 W/W nominales.[13] El equipo fue sometido a condiciones T1 y T2 siguiendo los protocolos que establece la norma ISO 5151 con los mismos datos de cálculo y tiempo de estabilización que los equipos anteriores.

En la Figura 11 y Figura 12 se grafican los valores de las potencias obtenidas en los ensayos a las condiciones T1 y T2 respectivamente, al equipo de 18000 Btu/h contra el tiempo de duración.

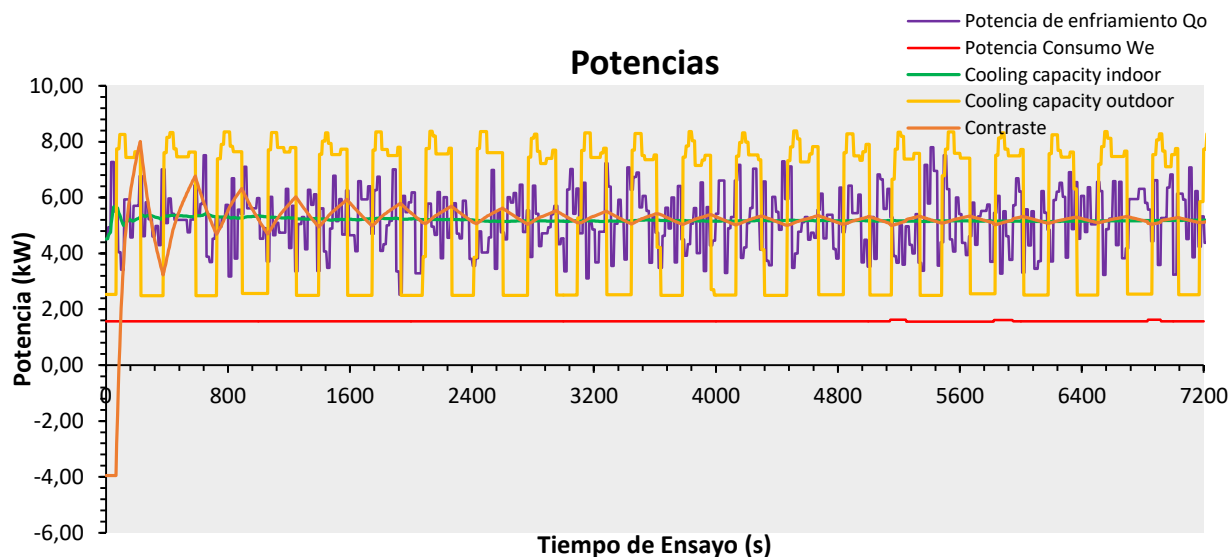


Figura 11. Equipo de 18000 Btu/h a T1

En la Figura 11 se observa que la señal de potencia de enfriamiento Q_o a diferencia de los ensayos anteriores no presenta picos que se salen de la tendencia que tiene la señal, exponiendo un comportamiento de estabilización acorde al que exige la norma. La señal de *cooling capacity outdoor* se encuentra entre los límites de potencia de 2000W y 8000W que opera el equipo, además de permanecer estable durante todo el ensayo. El comportamiento de las señales indica que durante el ensayo no se presentaron inconvenientes, permitiendo obtener valores confiables. El equipo presentó una capacidad de enfriamiento de 5352 W, un *EER* de 3,40 y un valor de contraste de 5338 W.

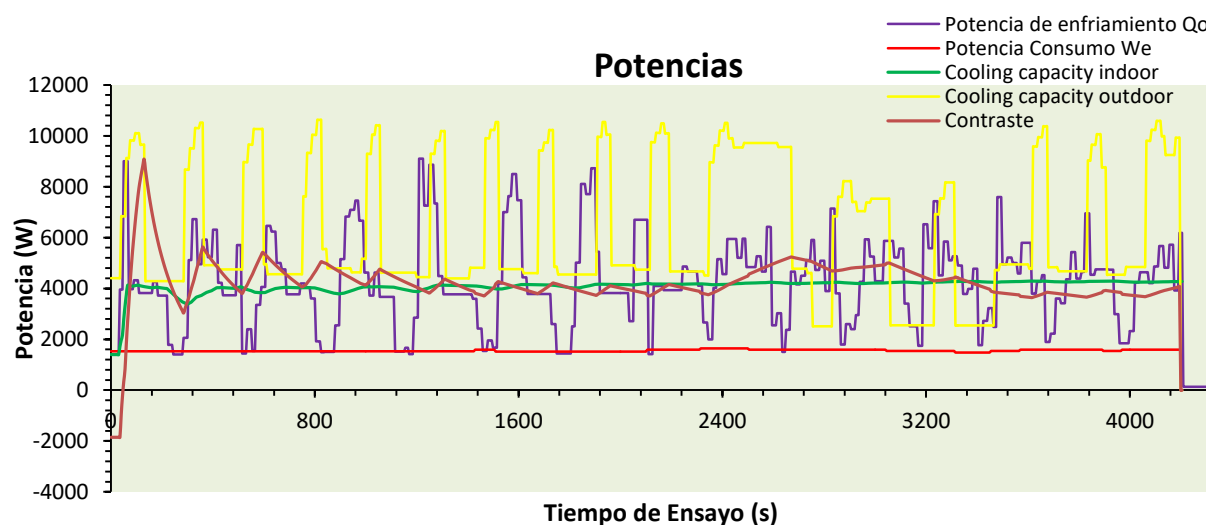


Figura 12. Equipo de 18000 Btu/h a T2

En la Figura 12 se observa que la duración del ensayo es menor a la de los demás equipos, debido a una interrupción que fue producida por un apagón en las instalaciones del laboratorio, por ende solo se registraron 4320s. La señal de potencia de enfriamiento Q_o tiene un comportamiento aceptable a pesar del corto tiempo del ensayo, mostrándose aparentemente estable, de igual manera ocurre con la señal de *cooling capacity outdoor* que se exhibe con un comportamiento poco variable, indicando que el ensayo estuvo bien realizado. Al obtener poca variabilidad en el ensayo, los valores promedio de capacidad de enfriamiento 4284 W, *EER* 2,87 W/W y contraste 4373W, se ajustan al comportamiento esperado a la condición T2.

Los resultados de suministros de energía en ambas cámaras ($\sum P_{ic}$, $\sum P_{oc}$), la potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo (P_t), el flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2 (Φ_c), las entalpías (h_{w1} , h_{w2}), y el flujo de agua suministrada a las cámaras por el sistema de humidificación (W_r) para las condiciones bajo las que se realizaron los ensayos, se adjuntan en la Tabla 10.

	W_r [kg/s]	h_{w1} [kJ/kg]	h_{w2} [kJ/kg]	$\sum P_{ic}$ [W]	$\Phi_c - \sum P_{oc}$ [W]	P_t [W]
T1	0,00024	106,9	75,64	5038	6755	1572
T2	0,000903	101,2	70,16	4091	5799	1553

Tabla 10. Datos del equipo de 18000 Btu/h a T1 y T2

Mediante el software *EES* se obtienen los valores de la capacidad de enfriamiento, el contraste y el *CEER*, del mismo modo que los equipos anteriores, consiguiendo para las condiciones T1 valores de 5225 W en capacidad de enfriamiento, 5561 W en el contraste, 3,324 W/W en *CEER*, y a condiciones T2 valores de 4236 W en capacidad de enfriamiento, 4441 W en contraste y 2,727 W/W en *CEER*.

4.1.4. EQUIPO 24000 Btu/h

El equipo de 24000 BTU/h, es un acondicionador de aire LG modelo VR242CE con capacidad de enfriamiento de 6448 W, potencia de consumo de 2010 W y *EER* de 3,20 W/W nominales.[13] El equipo fue sometido a condiciones T1 y T2 siguiendo los protocolos que establece la norma ISO 5151 con los mismos datos de cálculo y tiempo de estabilización que los equipos anteriores. Este equipo suele tener valores de capacidad de enfriamiento cercanos a 22000 Btu/h, por ende los resultados de los ensayos y el software se aproximarán a dicho valor.

En la Figura 13 y Figura 14 se grafican los valores de las potencias obtenidas en los ensayos a las condiciones T1 y T2 respectivamente, al equipo de 24000 Btu/h contra el tiempo de duración.

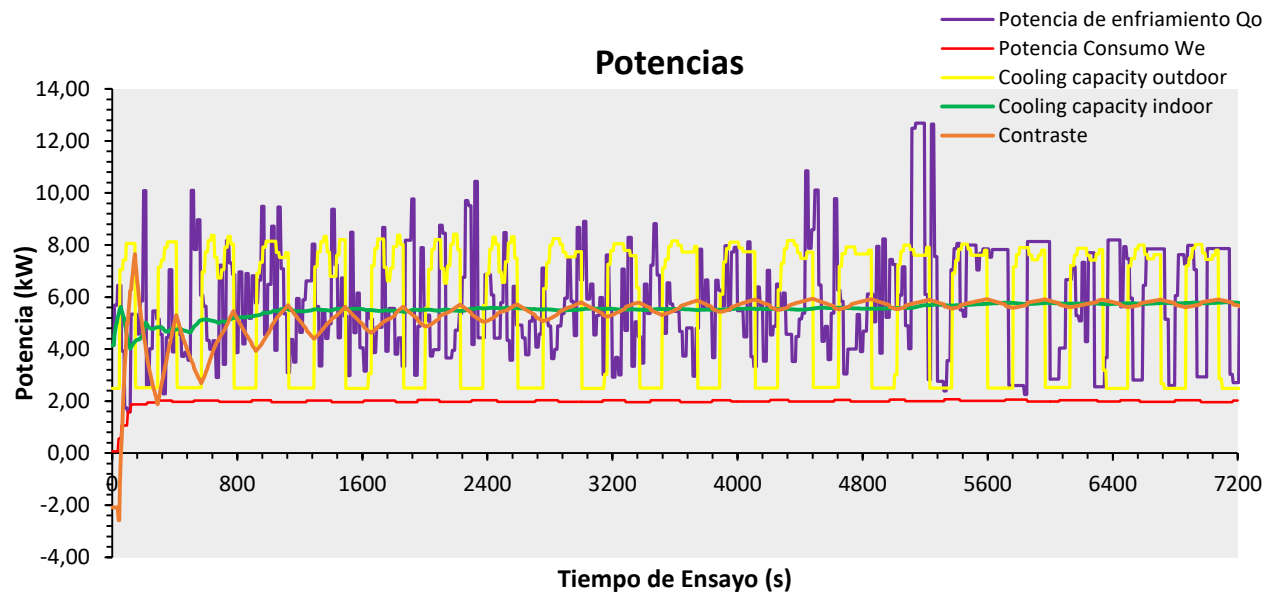


Figura 13. Equipo de 24000 Btu/h a T1

En la Figura 13 se observa como la señal de potencia de enfriamiento Q_o tiene un comportamiento muy diferente a los ensayos anteriores, tornándose un poco estable durante la prueba y con límites de trabajo bastante desiguales. En el caso de la señal de *cooling capacity outdoor* se observa más estable y con un comportamiento aceptable; aunque hay discrepancias en el comportamiento de las señales, la media de ambas convergen al mismo resultado, obteniendo valores de 5594 W en capacidad de enfriamiento, 5481 W en contraste y un *EER* de 2,83.

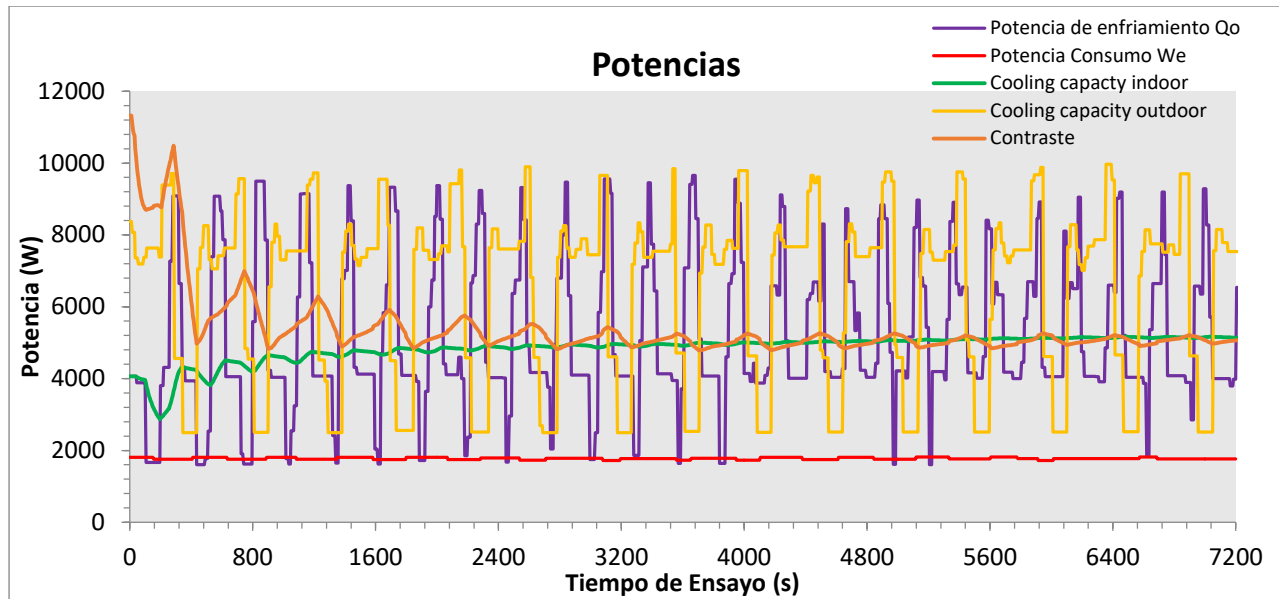


Figura 14. Equipo de 24000 Btu/h a T2

En la Figura 14 se observa que la señal de potencia de enfriamiento Q_o y la señal de *cooling capacity outdoor* tienen un comportamiento muy similar, operando sobre los mismos límites y con los picos en instantes de tiempo semejantes instantes de tiempo, esta conducta permite que la capacidad de enfriamiento media y el contraste converjan rápidamente al mismo resultado, arrojando valores de capacidad de enfriamiento de 5001 W, contraste de 5566 W y un *EER* de 2,82 W/W.

Los resultados de suministros de energía en ambas cámaras ($\sum P_{ic}$, $\sum P_{oc}$), la potencia eléctrica consumida por la unidad bajo ensayo (P_t), el flujo de calor retirado por la unidad de reacondicionamiento AA2 (Φ_c), las entalpías (h_{w1} , h_{w2}), y el flujo de agua suministrada a las cámaras por el sistema de humidificación (W_r) para las condiciones bajo las que se realizaron los ensayos, se adjuntan en la Tabla 11.

	W_r [kg/s]	h_{w1} [kJ/kg]	h_{w2} [kJ/kg]	$\sum P_{ic}$ [W]	$\Phi_c - \sum P_{oc}$ [W]	P_t [W]
T1	0,002123	107,6	73,23	5650	7300	1978
T2	0,002398	97,68	54,83	5011	6849	1775

Tabla 11. Datos del equipo de 24000 Btu/h a T1 y T2

Utilizando el software *EES* se consiguen los valores de la capacidad de enfriamiento, contraste y *CEER*, de la misma manera que los equipos anteriores, obteniendo para las condiciones T1

valores de 5922 W en capacidad de enfriamiento, 5839 W en el contraste, 2,994 W/W en *CEER*, y a condiciones T2 valores de 5261 W en capacidad de enfriamiento, 5443 W en contraste y 2,964 W/W en *CEER*.

4.2. INTERFAZ GRÁFICA

Para observar de una mejor manera los resultados obtenidos de los equipos analizados, se diseña una interfaz gráfica que permite observar todos los flujos de calor y las energías que se presentan en cada cámara del calorímetro.

El interfaz gráfico se realiza en el software *EES*, en la opción *Diagram Window*, que se encuentra ubicada en la esquina superior derecha de la barra de herramientas del software Figura 15.

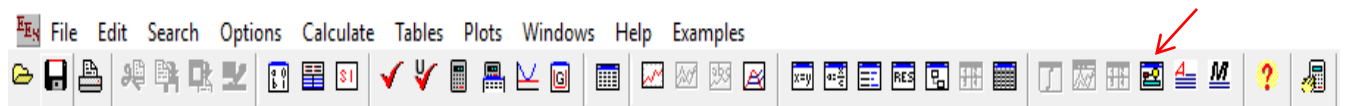


Figura 15. Ubicación *Diagram Window*. Adaptado de [14]

El diagrama no tiene que ser realizado en *EES*, el software permite importar el diagrama de cualquier programa de dibujo como Microsoft Draw (incluido e Word para Windows), Corel Draws, Designer, Power Point, entre otros.[14] El dibujo se realiza en Paint una herramienta muy sencilla de manipular y que se ajusta a lo que se desea diseñar. El diagrama que se muestra en la Figura 16 es una representación esquemática del calorímetro del LPEA – UTP, en que se identifican los flujos de calor y las potencias que se presentan en ambas cámaras, además de los equipos de precisión en cámara interior y exterior y el equipo bajo ensayo.

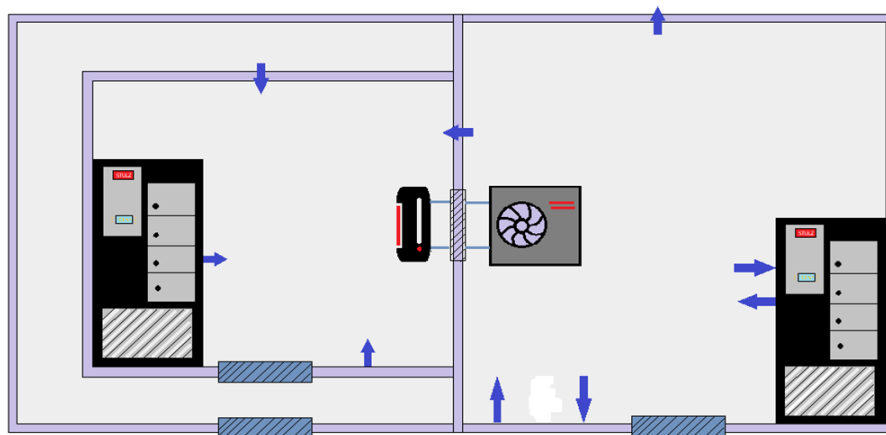


Figura 16. Esquema del calorímetro

Después de copiar el diagrama se insertan las variables de *input* (entrada) y *output* (salida) que se observaran en la interfaz gráfica. La temperatura del ambiente es la única variable que puede ser manipulada por el usuario, ya que esta varía constantemente en el transcurso del día. Las variables se incluyen con la barra de tareas de *Diagram Windows* como se muestra en la Figura 17, seleccionando si es una variable de entrada o salida y ajustando el texto como se desee que aparezca, ya sea con unidades, sombreado, entre otras opciones.

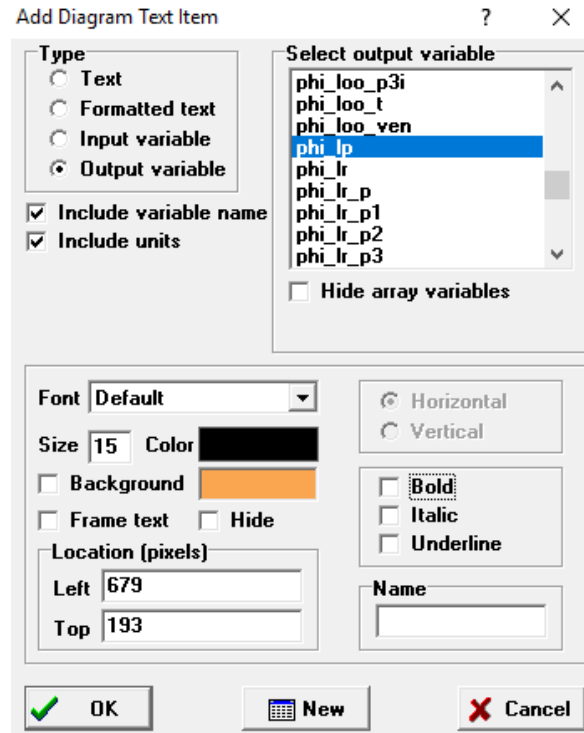


Figura 17. Agregar texto y variables en el Diagrama.

Finalmente para observar los resultados se crea un botón de cálculo que lleva por nombre en la interfaz gráfica SELECCIONAR EQUIPO, el cual permite elegir el equipo que se desea analizar incluyendo si es a T1 o T2 como se muestra en la Figura 18.

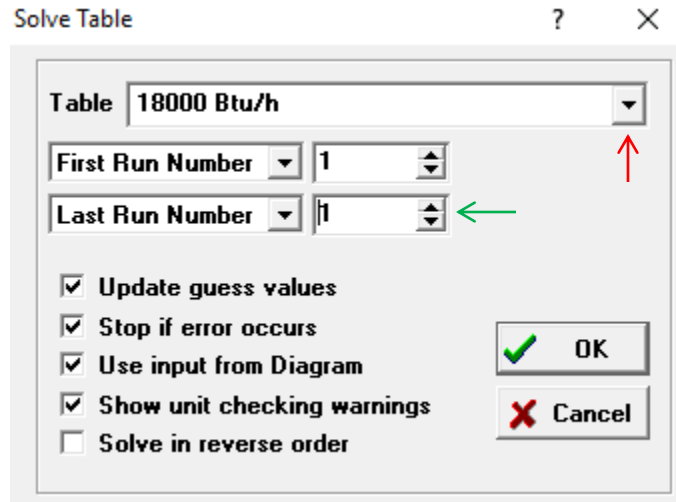


Figura 18. Selección de equipo y condiciones del ensayo.

La Figura 18 muestra una flecha roja la que apunta a un *comboBox* que permite elegir el equipo que se va analizar, este contiene la opción de los equipos de 9000, 12000, 18000 y 24000 Btu/h. La flecha verde indica a un *numericUpDown* el cual indica las condiciones del ensayo, ya sea a T1 o T2.

Al seleccionar el equipo y las condiciones del ensayo se presentan los resultados de las tablas paramétricas que fueron creadas para cada equipo, los valores de los coeficientes convectivos a la condición bajo la que se desea observar el funcionamiento del equipo además del *CEER* y el error comparativo entre la capacidad de enfriamiento del equipo bajo ensayo y capacidad de enfriamiento en cámara exterior.

En la Figura 19 se presenta el interfaz finalizado, mostrando valores de un equipo de 24000 Btu/h a condiciones de ensayo T1.

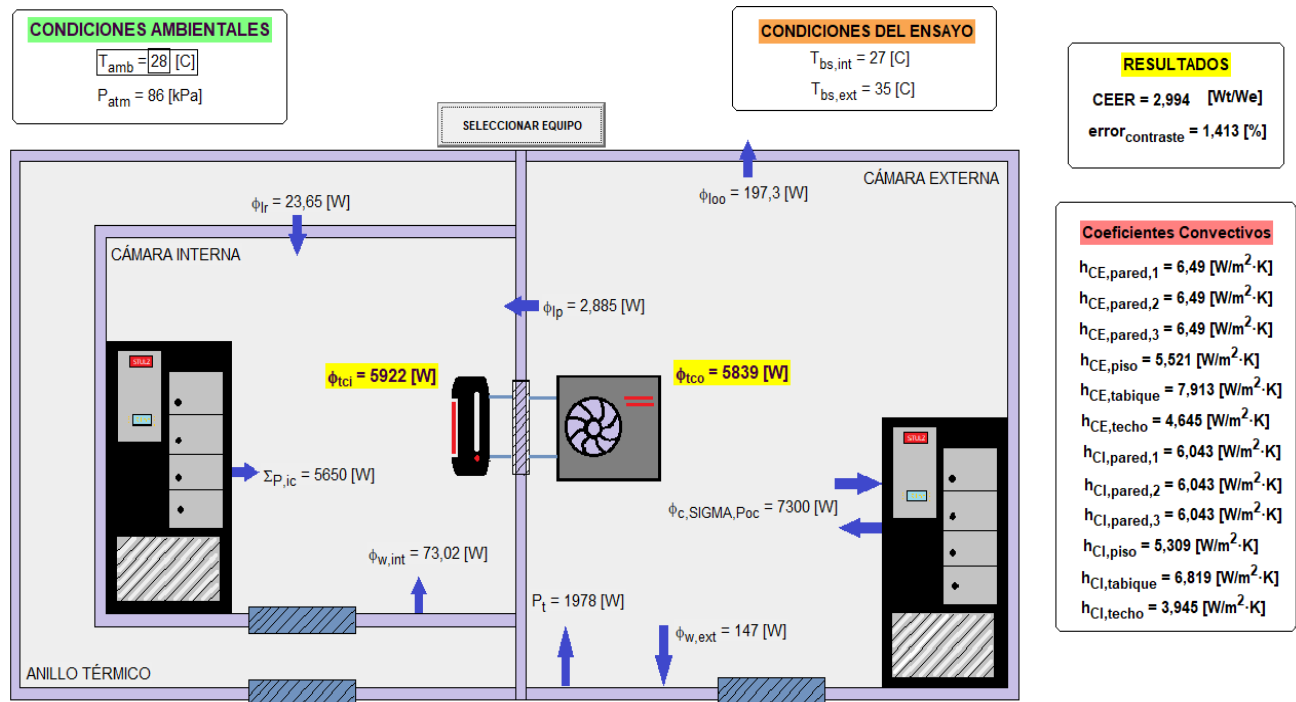


Figura 19. Interfaz gráfica en EES.

4.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realiza una comparación de los resultados entregados por el sistema de adquisición y procesamiento de datos del LPEA y los resultados obtenidos mediante el software *EES*, donde se considera que la simulación cumpla con los requerimientos del laboratorio si el error entre el *EER* y *CEER* no supera el 5%.

Inicialmente se observa que el equipo de 9000 Btu/h no alcanza la capacidad de enfriamiento nominal que presenta el equipo, este inconveniente no permite obtener el *EER* esperado a pesar que las Figuras 8 y 9 muestran que el equipo mantuvo un comportamiento adecuado durante el ensayo en la cámara interior. Este tipo de resultados suelen obtenerse debido a falta de refrigerante en el equipo bajo ensayo o fuga del mismo. Para el caso de la simulación en *EES* sucede lo mismo ya que la mayor parte de los parámetros que involucran la capacidad de enfriamiento, están sujetos al ensayo del equipo, aun así los valores de capacidad de enfriamiento tienden a acercarse un poco más al nominal por efecto de las pérdidas de calor calculadas. El *EER* y *CEER* no discrepan en el valor ya que ambos convergen al mismo y el error estimativo

entre ellos para ambas condiciones de ensayo T1 y T2 es de 1,045% y 0,57% respectivamente, los cuales son menores al 5% que propone el laboratorio.

El equipo de 12000 Btu/h presenta un ensayo a condiciones T1 bastante bien realizado a pesar de que en la Figura 10 se observan unos picos en los primeros segundos del ensayo, ocasionados aparentemente por el compresor en cámara interior, aun así, se obtiene una capacidad de enfriamiento de 3816 W lo que es equivalente a 13020 Btu/h y un *EER* 3,41 W/W, indicando que el equipo tiene el comportamiento esperado. Para el caso del equipo analizado con el software, se obtiene un valor menor en capacidad de enfriamiento 3702 W y *CEER* 3,31 W/W, proporcionando un error de 2,9 para ambos que de igual manera se ajusta a menos del 5%.

El equipo de 18000 Btu/h tiene un comportamiento similar al equipo de 9000 Btu/h, ya que el valor de la capacidad de enfriamiento no alcanza al valor nominal del equipo. También como se muestra en la Figura 12 el ensayo a T2 no se realizó por completo divergiendo aún más de las condiciones nominales de trabajo del equipo. Por otro lado al realizar la comparación con los datos obtenidos a partir de la simulación, los resultados convergen al mismo valor respecto a capacidad de enfriamiento y *EER*, obteniendo errores de 2,23% a condiciones de ensayo T1 y 4,98% a T2 estando este último al límite planteado de 5%, caso contrario a la capacidad de enfriamiento calculada a partir de la cámara exterior la cual discrepa para condiciones T1 en alrededor de 300W, debido al efecto que tienen las pérdidas de calor, ya que estas proporcionan un flujo de calor de 200W al balance de energía en cámara exterior.

El equipo de 24000 Btu/h presenta valores alejados respecto a la capacidad de enfriamiento en el ensayo práctico y la simulación en *EES*, dando con una diferencia de 380 W en las condiciones T1, siendo entre los cuatro equipos analizados el que más discrepa con la simulación y de igual manera ocurre a condiciones T2 presentando una diferencia de 260 W. Al comparar el *EER* con el *CEER* se obtienen errores de 5,65% y 4,96% para condiciones T1 y T2 respectivamente. Para el caso de la condición del ensayo a T1 se obtiene un error superior al planteado de 5%, determinando que el balance de energía de la simulación no se adapta para dicho ensayo, pero en condiciones T2 se ajusta al error, lo que indica que pudieron haber ocurrido errores en el procesamiento de los datos del laboratorio.

El valor de comparación entre la capacidad de enfriamiento entre las cámaras que se muestra en la Figura 19, $error_{contrast}$ permite determinar si las condiciones de cámara exterior que se están manejando son las adecuadas y si el ensayo tiene validez. En los equipos analizados se obtienen errores menores al 10%, el cual no es un porcentaje que permita descartar los ensayos pero permite concluir que algunos no tuvieron un comportamiento adecuado durante la realización, entre ellos el equipo de 9000 Btu/h el cual obtuvo errores de 9,798 % para T1 y 4,846 % para T2, siendo el equipo que más inconvenientes presento de los analizados.

5. CONCLUSIONES

Se realizaron los ensayos de capacidad de enfriamiento a los equipos acondicionadores de aire siguiendo los protocolos que propone la norma ISO 5151 y se ajustaron a las tolerancias permitidas para las condiciones de ensayo. Sin embargo los ensayos no muestran los resultados de *EER* que se esperan de un equipo acondicionador de aire tipo inverter y discrepan cuando son sometidos a las diferentes condiciones de ensayo T1 y T2, esto puede deberse a que los fabricantes concentran sus esfuerzos en mejorar la eficiencia del equipo para condiciones de ensayo en climas moderados T1, descuidando las variaciones de temperaturas que puede existir en el exterior del recinto a acondicionar. Se sugiere analizar el comportamiento cuando se realicen ensayos de carga parcial, que permite evaluar el equipo acondicionador de aire a diferentes condiciones, evitando esfuerzos por obtener una eficiencia alta en un solo punto de temperatura y proporcionando un resultado más real para los equipos inverter, además involucra el *SEER* (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*- relación de eficiencia energética estacional), el cual resume 5 pruebas a diferentes temperaturas, que representan la variación de las condiciones al exterior del recinto. .

Se concluye que las pérdidas de calor que se presentan en el calorímetro son de gran importancia en el balance de energía y no pueden ser supuestas, estas deben ser calculadas teniendo en cuenta todos los parámetros que las afecten, ya que estas ajustan el valor de la capacidad de enfriamiento del equipo bajo ensayo y determinan un incremento o decremento de la relación de eficiencia energética la cual es concluyente para el desempeño del equipo.

Se determina que los valores de pérdidas de calor que se encontraron se ajustan a las tolerancias que exige la norma, lo que permite concluir que los resultados obtenidos en el software *EES* tienen validez y pueden ser utilizados por el LPEA para futuros trabajos.

Se cumple con el diseño e implementación de una interfaz gráfica, que permite identificar la estructura del calorímetro balanceado del LPEA y proporciona de una manera didáctica los resultados de los ensayos de capacidad de enfriamiento a condiciones T1 y T2 que se realizan en el laboratorio a partir del balance de energía que propone la norma ISO 5151.

Se realizó la comparación entre los *EER* y *CEER* de los equipos analizados y los valores de comparación en la capacidad de enfriamiento entre las cámaras, obteniendo resultados que se

ajustan a las especificaciones del laboratorio, concluyendo que el balance que se realizó con ayuda del software *EES* puede ser un referente para facilitar la interpretación de los resultados que se pueden obtener al realizar ensayos a condiciones T1 y T2 en equipos de 9000, 12000, 18000 y 24000 Btu/h, ya que estos deben converger a los valores que presenta el software.

6. REFERENCIAS

- [1] J. M. Hernández Bonilla, “Industria del aire acondicionado mueve \$1 billón | ELESPECTADOR.COM.” [Online]. Available: <https://www.elespectador.com/noticias/economia/industria-del-aire-acondicionado-mueve-1-billon-articulo-657897>. [Accessed: 13-Feb-2018].
- [2] JOHAN ALBERTO GIRALDO CASTRO, “COMPARATIVO DE ENSAYOS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DE EQUIPOS ACONDICIONADORES DE AIRE A CARGA PLENA Y CARGA PARCIAL,” UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, 2016.
- [3] 5151 ISO, “Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance,” 2017.
- [4] N.T. Colombiana, “MÉTODO DE ENSAYO PARA CLASIFICACIÓN DE ACONDICIONADORES DE AIRE PARA RECINTO,” 2005.
- [5] C. Orozco Hincapié and N. Fonseca Díaz, “Aspectos normativos, legales y metodo de ensayo en las pruebas de equipos de acondicionamiento de aire de recinto,” *Sci. Tech.*, vol. 1, no. 30, pp. 179–183, 2006.
- [6] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. 1999.
- [7] A. F. Mills, *Transferencia de Calor*. 1998.
- [8] C. A. Orozco, “AHORRO DE ENERGÍA Y EFICIENCIA ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE AIRE,” no. 24, pp. 127–132, 2004.
- [9] C. O. HINCAPIE and N. F. DIAZ, “Diseño Del Laboratorio De Pruebas Y Ensayos De Equipos De Acondicionamiento De Aire Lpea-Utp,” *Sci. Tech.*, vol. XII, no. 31, pp. 91–96, 2006.
- [10] J. D. Spitler, C. O. Pedersen, and D. E. Fisher, “Interior convective heat transfer in buildings with large ventilative flow rates,” *ASHRAE Trans.*, vol. 97, no. pt 1, pp. 505–515, 1991.

- [11] J. D. Thomas, C. M. Liu, F. a Flachskampf, J. P. O'Shea, R. Davidoff, and a E. Weyman, "Quantification of jet flow by momentum analysis. An in vitro color Doppler flow study.," *Circulation*, vol. 81, no. 1, pp. 247–259, 1990.
- [12] L. Peeters, I. Beausoleil-Morrison, and A. Novoselac, "Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations," *Energy Build.*, vol. 43, no. 9, pp. 2227–2239, 2011.
- [13] LG, "Aire Acondicionado LG: Aire puro | LG Centroamérica y Caribe." [Online]. Available: <http://www.lg.com/pa/aire-acondicionado>. [Accessed: 16-Jun-2018].
- [14] F. L. Klein, S. A., & Alvarado, "EES: EnginEERing equation solver for the Microsoft Windows operating system." F-Chart software, 1992.

7. ANEXOS

ANEXO 1. Código en *EES* del calorímetro balanceado.

"VALORES INICIALES"

```
R$='air'  
P_atm=86 [kPa]  
{T_bs_int=27 [C]}  
{T_bs_ext=35 [C]}  
{T_anillo= 26 [C]}  
A_tabique=1 [m^2]  
W_tabique=1 [m]  
L=0,1 [m]  
L_vidrio= 0,004 [m]  
L_space=0,03 [m]  
g=9,81 [m/s^2]  
V_int=17,57162 [m^3]  
V_ext=42,19936 [m^3]  
k_tabique=0,04 [W/m-K]  
//T_amb=28 [C]  
T_piso=24 [C]  
A_rejillas_int_a=2,2*0,69  
A_rejillas_ext_a=1*3  
A_rejillas_int_b=2,2*0,5  
A_rejillas_ext_b=0,6*3  
a_pared=1,6  
b_pared=92,7  
a_techo=0,6  
b_techo=59,4  
a_piso=3,2  
b_piso=44
```

"ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR TABIQUE DE SEPARACIÓN AMBAS CÁMARAS"

"Convección cámara interna"

```
u_infinity_int=0,6 [m/s]  
m_dot_int_a=rho_int*u_infinity_int*A_rejillas_int_a  
mu_int=viscosity(R$;T=T_bs_int)  
nu_int=kinematicviscosity(R$;T=T_bs_int;P=P_atm)  
rho_int=density(R$;T=T_bs_int;P=P_atm)  
k_fluido_int=conductivity(R$;T=T_bs_int)  
Re_int=((u_infinity_int)*(L)*(rho_int))/(mu_int)  
j_int_ta=(u_infinity_int*m_dot_int_a)/((rho_int)*(g)*(V_int))  
h_Cl_tabique=a_pared+(b_pared*(j_int_ta)^0,5)
```

"Convección cámara externa"

```
u_infinity_ext=0,8 [m/s]  
m_dot_ext_a=rho_ext*u_infinity_ext*A_rejillas_ext_a  
mu_ext=viscosity(R$;T=T_bs_ext)  
nu_ext=kinematicviscosity(R$;T=T_bs_ext;P=P_atm)  
rho_ext=density(R$;T=T_bs_ext;P=P_atm)  
k_fluido_ext=conductivity(R$;T=T_bs_ext)  
Re_ext=((u_infinity_ext)*(L)*(rho_ext))/(mu_ext)
```

$j_{ext_ta} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_a}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_tabique} = a_{pared} + (b_{pared} * (j_{ext_ta})^{0,5})$

"Total phi_lp"

$R_{tabique} = (L / (k_{tabique} * A_{tabique})) + (1 / (h_{CE_tabique} * A_{tabique})) + (1 / (h_{CI_tabique} * A_{tabique}))$
 $\phi_{lp} = ((T_{bs_ext} - T_{bs_int}) / R_{tabique})$

"ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LAS PAREDES"

"CÁMARA EXTERNA"

"Pared 1"

$A_{p1_ext} = 11,346 \text{ [m}^2\text{]}$
 $m_{dot_ext_b} = \rho_{ext} * u_{infinity_ext} * A_{rejillas_ext_b}$
 $j_{ext_p1} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_b}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_pared_1} = a_{pared} + (b_{pared} * (j_{ext_p1})^{0,5})$
 $R_{p1_ext} = (L / (k_{tabique} * A_{p1_ext})) + (1 / (h_{CE_pared_1} * A_{p1_ext}))$
 $\phi_{loo_p1} = ((T_{bs_ext} - T_{amb}) / R_{p1_ext})$

"Pared 2"

$A_{p2_ext} = 12,688 \text{ [m}^2\text{]}$
 $j_{ext_p2} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_b}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_pared_2} = a_{pared} + (b_{pared} * (j_{ext_p2})^{0,5})$
 $R_{p2_ext} = (L / (k_{tabique} * A_{p2_ext})) + (1 / (h_{CE_pared_2} * A_{p2_ext}))$
 $\phi_{loo_p2} = ((T_{bs_ext} - T_{amb}) / R_{p2_ext})$

"Pared 3"

$A_{p3_ext} = 11,346 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_{ven} = 0,2294 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_{p3_extt} = A_{p3_ext} - A_{ven}$
 $k_{vidrio} = 0,8 \text{ [W/m-K]}$
 $j_{ext_p3} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_b}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_pared_3} = a_{pared} + (b_{pared} * (j_{ext_p3})^{0,5})$
 $R_{p3_ext} = (L / (k_{tabique} * A_{p3_extt})) + (1 / (h_{CE_pared_3} * A_{p3_extt}))$
 $R_{ven_ext} = (L_{vidrio} / (k_{vidrio} * A_{ven})) + (L_{vidrio} / (k_{vidrio} * A_{ven})) + (L_{space} / (k_{fluido_ext} * A_{ven})) + (1 / (h_{CE_pared_3} * A_{ven}))$
 $\phi_{loo_p3i} = ((T_{bs_ext} - T_{amb}) / R_{p3_ext})$
 $\phi_{loo_ven} = ((T_{bs_ext} - T_{amb}) / R_{ven_ext})$
 $\phi_{loo_p3} = \phi_{loo_p3i} + \phi_{loo_ven}$

"Techo"

$A_{t_ext} = 15,4752 \text{ [m}^2\text{]}$
 $j_{ext_t} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_a}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_techo} = a_{techo} + (b_{techo} * (j_{ext_t})^{0,5})$
 $R_{t_ext} = (L / (k_{tabique} * A_{t_ext})) + (1 / (h_{CE_techo} * A_{t_ext}))$
 $\phi_{loo_t} = ((T_{bs_ext} - T_{amb}) / R_{t_ext})$

"Piso"

$A_{p_ext} = 15,4752 \text{ [m}^2\text{]}$
 $j_{ext_p} = (u_{infinity_ext} * m_{dot_ext_b}) / ((\rho_{ext}) * (g) * (V_{ext}))$
 $h_{CE_piso} = a_{piso} + (b_{piso} * (j_{ext_p})^{0,5})$
 $R_{p_ext} = (L / (k_{tabique} * A_{p_ext})) + (1 / (h_{CE_piso} * A_{p_ext}))$
 $\phi_{loo_p} = ((T_{bs_ext} - T_{piso}) / R_{p_ext})$

"Total phi_loo"

$\phi_{loo} = (\phi_{loo_p1}) + (\phi_{loo_p2}) + (\phi_{loo_p3}) + (\phi_{loo_t}) + (\phi_{loo_p})$

"CÁMARA INTERNA"

"Pared 1"

$A_{p1_int}=6,032 \text{ [m}^2\text{]}$

$m_dot_int_b=\rho_{int}*u_infinity_int*A_rejillas_int_b$

$j_int_p1=(u_infinity_int*m_dot_int_b)/((\rho_{int})*(g)*(V_int))$

$h_Cl_pared_1=a_pared+(b_pared*(j_int_p1)^{0,5})$

$R_{p1_int}=(L/(k_tabique*A_{p1_int}))+1/(h_Cl_pared_1*A_{p1_int})$

$\phi_{lr_p1}=(T_{bs_int}-T_{anillo})/R_{p1_int}$

"Pared 2"

$A_{p2_int}=6,6308 \text{ [m}^2\text{]}$

$j_int_p2=(u_infinity_int*m_dot_int_b)/((\rho_{int})*(g)*(V_int))$

$h_Cl_pared_2=a_pared+(b_pared*(j_int_p2)^{0,5})$

$R_{p2_int}=(L/(k_tabique*A_{p2_int}))+1/(h_Cl_pared_2*A_{p2_int})$

$\phi_{lr_p2}=(T_{bs_int}-T_{anillo})/R_{p2_int}$

"Pared 3"

$A_{p3_int}=6,413 \text{ [m}^2\text{]}$

$A_{p3_intt}=A_{p3_ext}-A_{ven}$

$j_int_p3=(u_infinity_int*m_dot_int_b)/((\rho_{int})*(g)*(V_int))$

$h_Cl_pared_3=a_pared+(b_pared*(j_int_p3)^{0,5})$

$R_{p3_int}=(L/(k_tabique*A_{p3_intt}))+1/(h_Cl_pared_3*A_{p3_intt})$

$R_{ven_int}=(L_{vidrio}/(k_{vidrio}*A_{ven}))+1/(h_{Cl_pared_3}*A_{ven})+(L_{space}/(k_{fluido_int}*A_{ven}))+1/(h_{Cl_pared_3}*A_{ven})$

$\phi_{lr_p3i}=(T_{bs_int}-T_{anillo})/R_{p3_int}$

$\phi_{lr_ven}=(T_{bs_int}-T_{anillo})/R_{ven_int}$

$\phi_{lr_p3}=\phi_{lr_p3i}+\phi_{lr_ven}$

"Techo"

$A_t_int=7,261 \text{ [m}^2\text{]}$

$j_int_t=(u_infinity_int*m_dot_int_a)/((\rho_{int})*(g)*(V_int))$

$h_Cl_techo=a_techo+(b_techo*(j_int_t)^{0,5})$

$R_t_int=(L/(k_tabique*A_t_int))+1/(h_Cl_techo*A_t_int)$

$\phi_{lr_t}=(T_{bs_int}-T_{amb})/R_t_int$

"Piso"

$A_p_int=7,261 \text{ [m}^2\text{]}$

$j_int_p=(u_infinity_int*m_dot_int_b)/((\rho_{int})*(g)*(V_int))$

$h_Cl_piso=a_piso+(b_piso*(j_int_p)^{0,5})$

$R_p_int=(L/(k_tabique*A_p_int))+1/(h_Cl_piso*A_p_int)$

$\phi_{lr_p}=(T_{bs_int}-T_{piso})/R_p_int$

"Total ϕ_{lr} "

$\phi_{lr}=(\phi_{lr_p1})+(\phi_{lr_p2})+(\phi_{lr_p3})+(\phi_{lr_t})+(\phi_{lr_p})$

"ENTALPIAS Y Wr"

$\{W_r=0\}$

$\{h_{w2}=0\}$

$\{h_{w1}=0\}$

$T_{w3}=34 \text{ [C]}$

$h_{w3}=\text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{w3}; P=P_{atm})$

$\phi_{w_int}=W_r*(h_{w1}-h_{w2})*\text{convert}(\text{kW}; W)$

$\phi_{w_ext}=W_r*(h_{w3}-h_{w2})*\text{convert}(\text{kW}; W)$

"SUMINISTROS DE ENERGÍA"

{SIGMA_P_ic=0}

{P_t=0}

"Calor suministrado cámara interna"

$\phi_{tci} = ((\text{SIGMA_P_ic} + \phi_{w_int} + \phi_{lp} + \phi_{lr}) * (1,03))$

$\phi_{tci_Btu} = \phi_{tci} * \text{convert}(W; \text{Btu/hr})$

"Calor suministrado cámara externa"

{phi_c_SIGMA_Poc=0}

$\phi_{tco} = (\phi_{c_SIGMA_Poc} - P_t + \phi_{w_ext} + \phi_{lp} + \phi_{loo}) * (1,03)$

$\phi_{tco_Btu} = \phi_{tco} * \text{convert}(W; \text{Btu/hr})$

"CEER y error"

$CEER = \phi_{tci} / P_t$

$\text{error_contraste} = (\text{abs}((\phi_{tci} - \phi_{tco}) / \phi_{tci})) * \text{convert}(-; \%)$

{ \$ST\$OFF }